بهینه‌سازی هندسی سیستم انتقال قدرت پیوسته نصف چنبره‌ای به کمک تکنیک‌های هوشمند ✶

مجتبی دلخوش[۱] محمود سعادت فومنی[۲]

چکیده *هدف از این تحقیق، بهینه‌سازی هندسی سیستم انتقال قدرت پیوسته (Continuously Variable Transmission) نصف چنبره‌ای (Half Toroidal) برای رسیدن به بازده انتقال توان بالا و وزن کم است. برای این منظور، سیستم، تحلیل دینامیکی می‌شود. سپس تماس بین دیسک و غلتک براساس اصول روانکاری الاستو-هیدرودینامیک مدل خواهد شد و یک مدل‌سازی کامپیوتری برای تعیین بازده سیستم انتقال قدرت و تعیین وزن مجموعه با ورودی‌های هندسی و سینتیکی و دمایی تهیه می‌شود. خروجی‌های این مدل با خروجی‌های مدل‌های استفاده شده در دیگر مقالات، مقایسه می‌شود تا درستی آن تایید شود. سپس به کمک روش بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک (Genetic Algorithm)، ورودی‌های هندسی برای رسیدن به بیشترین بازده انتقال توان و در عین حال وزن کم به دست می‌آیند. مشاهده می‌شود که صرف‌نظر از ضرایب اثر مختلف وزن و بازده انتقال توان، پارامترهای هندسی بهینه تقریباً یکسان هستند. هم‌چنین تأثیر پارامترهای دمای فیلم روغن، نسبت تبدیل و سرعت دورانی دیسک ورودی روی بازده انتقال توان، به ازای هندسه بهینه بررسی می‌شود.*

واژه‌های کلیدی سیستم انتقال قدرت، نسبت تبدیل پیوسته، نصف چنبره، بهینه سازی، الگوریتم ژنتیک

Geometric Optimization of Half Toroidal Continuously Variable Transmission Using Intelligent Techniques

M. Delkhosh M. Saadat Foumani

Abstract *The objective of this research is geometrical optimization of Half Toroidal Continuously Variable Transmission (CVT) in order to achieve high power transmission efficiency and low weight. After dynamic analysis of the system, the contact between the disk and the roller is modeled according to elasto-hydrodynamic lubrication principles. Accordingly, a computer model is created with geometric, thermal and kinetic parameters as inputs of the system, to determine the efficiency and the weight of CVT. Results are compared to those obtained from models in other articles to confirm its validity. Geometric parameters are obtained by means of genetic optimization algorithm, while optimization parameters are power transmission efficiency and system weight. It is observed that regardless of weight coefficients assigned to power transmission efficiency and weight, difference between results are negligible. Also, the effect of oil film temperature, speed ratio and rotational speed of input disk on power transmission efficiency for optimized geometry is shown.*

Key Words Power Transmission, Continuously Variable Transmission, Half Toroidal, Optimization, Genetic Algorithm

---

✶ نسخه‌ی نخست مقاله در تاریخ ۸۹/۱۰/۷ نسخه پذیرش آن در تاریخ۹۰/۱۰/۲۵ و نسخه آماده چاپ آن در تاریخ ۹۰/۱۱/۲۵ به دفتر نشریه رسیده‌است.

(۱) نویسنده‌ی مسؤول: دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

(۲) استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

مقدمه

یکی از راه‌های کاهش آلودگی هوا و افزایش بازده موتورهای احتراق داخلی، استفاده از سیستم انتقال قدرت پیوسته است. با استفاده از این سیستم انتقال قدرت، همواره موتور در شرایط بهینه کار می‌کند که باعث کاهش مصرف سوخت و افزایش بازده موتور می‌شود [1]. هم‌چنین باعث سهولت در رانندگی، افزایش راحتی سرنشینان و افزایش عمر خستگی موتور می‌شود [2]. مشاهده شده است که در حالت استفاده از این نوع سیستم‌های انتقال قدرت، مصرف سوخت کاهش می‌یابد. مقدار این کاهش برای CVT (Continuously Variable Transmission) برابر ۱۰٪ و برای IVT (Infinitely Variable Transmission) برابر ٦٪ است [3]. مطالعات زیادی روی سیستم انتقال قدرت نصف چنبره‌ای و مشخصات فیلم روغن الاستو-هیدرودینامیک (Elastohydrodynamic Lubrication) مورد استفاده در آن انجام شده است [4-6]. هم‌چنین بررسی‌هایی روی هندسه، دینامیک و بازده سیستم انتقال قدرت نصف چنبره‌ای انجام شده‌است [7-10]. یکی از مشکلات سیستم انتقال قدرت CVT چنبره‌ای، مشکل وزن و ابعاد آن است. به طوری که وزن این سیستم ۵۰ تا ۱۵۰ پوند سنگین‌تر از سیستم انتقال قدرت معمولی است [11].

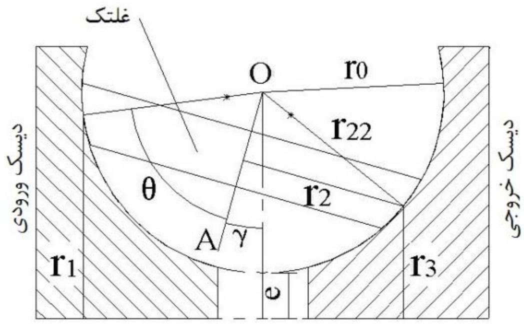
یکی از انواع سیستم انتقال قدرت پیوسته، نوع چنبره‌ای است. این سیستم از سه قسمت اصلی دیسک ورودی، دیسک خروجی و غلتک تشکیل شده‌است. برای جلوگیری از تماس فلز با فلز، بین دیسک‌ها و غلتک از فیلم روغن الاستو-هیدرودینامیک استفاده می‌شود که توانایی تحمل فشارهای تماسی بالا را دارد [12].

این نوع سیستم انتقال قدرت، دارای دو نوع نصف چنبره و تمام چنبره (Full Toroidal) است. در حالت کلی بازده سیستم انتقال قدرت نصف چنبره بیشتر از نوع تمام چنبره است. بازده این نوع از CVT تابعی از گشتاور اسپین (Spin Momentum) (ناشی از اختلاف سرعت نقاط مختلف غلتک در محل تماس با دیسک)، سرعت اسپین، ضریب اصطکاک موثر، نیروی تماسی بین دیسک و غلتک و گشتاور ورودی است، که در ادامه روابط آن ارایه خواهد شد. دلیل کم بودن بازده نوع تمام چنبره نسبت به نصف چنبره این است که، با وجود کم بودن گشتاور اسپین نسبت به حالت نصف چنبره، به دلیل بیشتر بودن مولفه اسپین سرعت، بازده کل کمتر است. از طرفی برای تولید گشتاور، به لغزش (Slip) بیشتری نسبت به نصف چنبره نیاز دارد که نتیجه آن کاهش بازده انتقال سرعت است[13]. بازده این نوع سیستم انتقال قدرت، به هندسه اجزای تشکیل‌دهنده آن و خواص روغن EHL مورد استفاده در آن بستگی دارد [14].

هدف اصلی این مقاله، انجام بهینه سازی هندسی به کمک الگوریتم ژنتیک با هدف کاهش وزن و افزایش بازده انتقال توان است. برای این منظور هندسه سیستم انتقال قدرت را ساده و شامل دیسک‌های ورودی و خروجی و غلتک در نظر می‌گیریم. فرض می‌کنیم ضخامت و دمای روغن در محل تماس دیسک و غلتک ثابت است. هم‌چنین تلفات موجود در یاتاقان غلتک را در نظر نمی‌گیریم.

تحلیل دینامیکی سیستم انتقال قدرت نصف‌چنبره

شکل (۱) هندسه نمونه‌ای از سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره را نشان می‌دهد. در این شکل، r_{22} شعاع انحنای غلتک در محل تماس با دیسک است. r_0 شعاع انحنای دیسک و θ زاویه نیم مخروط با زاویه راس O است. هم‌چنین γ زاویه دوران غلتک (جهت مثبت ساعت‌گرد) و r_1 و r_3 فاصله محور دوران دیسک‌ها با نقطه تماس با غلتک است. e نزدیک‌ترین فاصله محور دیسک تا حفره است.



شکل ۱ هندسه سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره برای یک غلتک و ۲ دیسک [13]

در این سیستم انتقال قدرت، با دوران دیسک ورودی حول محور خود، به علت تماس بین غلتک و دیسک ورودی، غلتک حول محور OA دوران می‌کند و این دوران به همین ترتیب به دیسک خروجی منتقل می‌شود. با چرخش غلتک حول محور گذرنده از نقطه O و عمود بر صفحه و در نتیجه تغییر γ، نسبت سرعت دورانی دیسک ورودی به دیسک خروجی عوض می‌شود و به علت امکان تغییر مقدار γ به طور پیوسته، نسبت تبدیل سیستم انتقال قدرت به طور پیوسته عوض می‌شود [15].

ضریب بی بعد k به صورت $\frac{e}{r_0}$ تعریف می‌شود.

هم‌چنین ω_1 و ω_3 به ترتیب سرعت دورانی دیسک ورودی و خروجی است. ω_2 نیز سرعت دورانی غلتک حول محور OA است. برای انتقال گشتاور بین دیسک و غلتک، در فیلم روغن موجود در محل تماس دیسک و غلتک باید تنش برشی وجود داشته باشد. در حقیقت نیروی مماسی غلتک که باعث دوران آن می‌شود، انتگرال این تنش روی سطح تماس است. چون این تنش برشی متناسب با اختلاف سرعت خطی بین دیسک و غلتک در محل تماس است، باید مقداری لغزش بین دیسک و غلتک وجود داشته باشد تا این اختلاف سرعت ایجاد شود. این ضرایب بی بعد لغزش از روابط (۲ و ۱) به دست می‌آیند. شعاع r_1 و r_3 تابعی از γ هستند که در روابط (٤ و ۳) ارایه شده‌اند.

نسبت سرعت ایده‌آل (در صورت عدم وجود لغزش بین دیسک و غلتک) برابر است با $S_{rID}=\frac{r_1}{r_3}$ و نسبت سرعت واقعی از رابطه (۵) به دست می‌آید. در نهایت بازده انتقال سرعت از رابطه (٦) به دست می‌آید [13]:

$$Sp_{in}=\frac{r_1\omega_1-r_2\omega_2}{r_1\omega_1} \tag{۱}$$

$$Sp_{out}=\frac{r_2\omega_2-r_3\omega_3}{r_2\omega_2} \tag{۲}$$

$$r_1=r_0(1+k-\cos(\theta+\gamma)) \tag{۳}$$

$$r_3=r_0(1+k-\cos(\theta-\gamma)) \tag{٤}$$

$$S_r=\frac{\omega_3}{\omega_1}=(1-Sp_{in})(1-Sp_{out})\frac{r_1}{r_3}=(1-Sp)\frac{1+k-\cos(\theta+\gamma)}{1+k-\cos(\theta-\gamma)} \tag{۵}$$

$$\upsilon_{speed}=\frac{S_r}{S_{rID}}=1-Sp \tag{٦}$$

در ادامه فقط نتایج تحلیل سینتیکی استخراجی از مرجع [13] ارایه شده‌است.

$$F_{T_{in}}=\mu_{in}F_N \tag{۷}$$

$$F_{T_{out}}=\mu_{out}F_N \tag{۸}$$

$$M_{S_{in}}=\chi_{in}F_N r_1 \tag{۹}$$

$$M_{S_{out}}=\chi_{out}F_N r_3 \tag{۱۰}$$

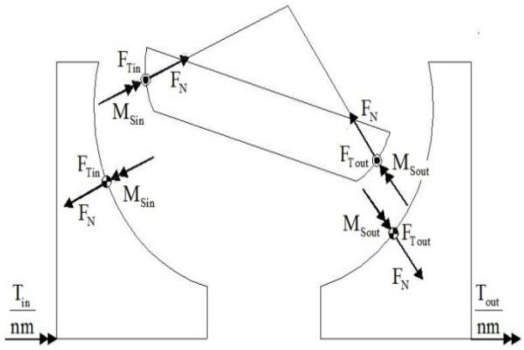
$$t_{in}=\frac{T_{in}}{mnF_N r_1} \tag{۱۱}$$

$$t_{out}=\frac{T_{out}}{mnF_N r_3} \tag{۱۲}$$

$$t_{in}=\mu_{in}+\chi_{in}\sin(\theta+\gamma) \quad (۱۳)$$

$$t_{out}=\mu_{out}-\chi_{out}\sin(\theta-\gamma) \quad (۱٤)$$

$$\eta=\frac{P_{out}}{P_{in}}=\frac{r_1 T_{out}}{r_3 T_{in}}\frac{r_3\omega_3}{r_1\omega_1}=\frac{t_{out}}{t_{in}}(1-Sp) \quad (۱۵)$$



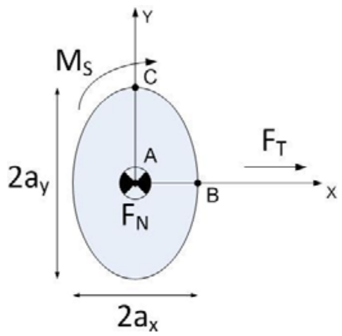
شکل ۲ ترسیمه آزاد اجزای سیستم انتقال قدرت CVT نصف چنبره برای یک غلتک و ۲ دیسک [13]

شکل (۲) دیاگرام آزاد یک سیستم انتقال قدرت CVT نصف‌چنبره را نشان می‌دهد. در روابط (۱۰ و ۹) $M_{S_{in}}$ و $M_{S_{out}}$ گشتاور اسپین بین دیسک‌ها و غلتک است. T_{in} و T_{out} به ترتیب گشتاور ورودی و خروجی است. n تعداد غلتک‌ها و m تعداد دیسک‌هاست. μ_{in} و μ_{out} ضریب اصطکاک موثر بین F_Nو F_T (ضریب انتقال گشتاور) است. χ_{in} و χ_{out} نیز ضریب گشتاور اسپین است. t_{in} و t_{out} به ترتیب ضرایب کشش ورودی و خروجی است که از روابط (۱٤و۱۳) به دست می‌آیند. بازده انتقال توان سیستم انتقال قدرت نیز از رابطه (۱۵) به دست می‌آید.

تحلیل تنش در محل تماس دیسک و غلتک

باتوجه به محدودیت مقاومت سطوح تماس دیسک و غلتک، در این قسمت تنش موجود در محل تماس دیسک و غلتک بررسی می‌شود تا بتوان رابطه‌ای بین تنش معادل ون‌میزز و پارامترهای دینامیکی ورودی به سیستم انتقال قدرت به دست آورد.

سطح تماس بین دیسک و غلتک به شکل بیضی است که ابعاد آن از روی مشخصات هندسی اجزای سیستم انتقال قدرت به دست می‌آید [14,15].



شکل ۳ ترسیمه آزاد سطح تماس بیضوی بین دیسک و غلتک

شکل (۳) دیاگرام آزاد سطح تماس بیضوی بین دیسک و غلتک را نشان می‌دهد. در این حالت تنش فشاری ماکزیمم در نقطه A اتفاق می‌افتد و تنش فشاری در B و C برابر صفر است [16]. با توجه به زیاد بودن تنش ناشی از نیروی فشاری F_N نسبت به تنش ناشی از گشتاور اسپین و نیروی مماسی، ماکزیمم تنش معادل در A اتفاق می‌افتد.
در نقطه A:

$$\sigma_z=-\frac{3}{2}\frac{F_N}{\pi a_x a_y} \quad (۱٦)$$

$$\tau_{zx}=\frac{4}{3\pi}\frac{F_T}{a_x a_y}=\frac{4\mu}{3\pi}\frac{F_N}{a_x a_y} \quad (۱۷)$$

تنش معادل ون‌میزز در A برابر است با:

$$\sigma_{eq}=\sqrt{\sigma_z^2+3\tau_{zx}^2}=\frac{F_N}{\pi a_x a_y}\sqrt{\frac{9}{4}+\frac{16}{3}\mu^2} \quad (۱۸)$$

از رابطه (۱۸) در ادامه برای تعریف قید روی فرایند بهینه سازی استفاده می‌شود.

مدل‌سازی تماس

برای مدل‌سازی تماس بین دیسک و غلتک (برای محاسبه ضریب گشتاور اسپین و لغزش سیستم انتقال قدرت) از مدل ریاضی بر مبنای نتایج مدل EHL استفاده شده است که این مدل در مراجع [4,13,16,17] توضیح داده شده‌است. در این مدل، توزیع فشار روی سطح تماس از قانون هرتز برای تماس خشک پیروی می‌کند. از طرفی اثر فشار بین دیسک و غلتک روی ویسکوزیته و تنش برشی حدی سیال (τ_L) در نظر گرفته شده است. هم‌چنین دما و ضخامت فیلم روغن در محل تماس بین دیسک و غلتک ثابت فرض شده است. برای تاثیر دما روی متغیرهای مدل از جمله τ_L (تنش برشی حدی روی سیال) نیز، از روش ارایه شده در مرجع [18] استفاده شده که در روابط (۲۱-۱۹) ارایه شده است.

$$\tau_0=2.7\times10^7+3.5\times10^5(T-113) \qquad (۱۹)$$

$$a=0.0765-4\times10^{-4}(T-113)-1\times10^{-3}U \qquad (۲۰)$$

$$\tau_L=\tau_0+ap \qquad (۲۱)$$

در این روابط، T دمای روغن و p فشار آن است. هم‌چنین τ_L تنش برشی حدی و U سرعت خطی دیسک در محل تماس با غلتک است.

به کمک این مدل و با داشتن ضرایب گشتاور اسپین (χ_{in} و χ_{out}) و ضرایب انتقال گشتاور (μ_{in} و μ_{out}) و به کمک روابط (۱۵-۱۳)، بازده مجموعه قابل محاسبه است.

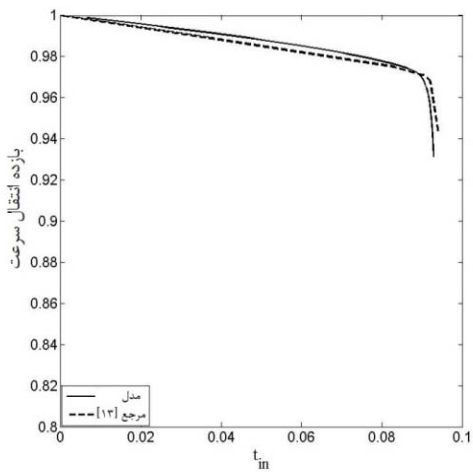
یک برنامه MATLAB برای تعیین تابع مدل سیستم انتقال قدرت نصف چنبره‌ای نوشته شده است. نتایج این مدل در ادامه با نتایج چند مقاله مقایسه می‌شود.

برای مقایسه این مدل با نمودارهای مرجع [13]، ورودی‌های جدول (۱) در مدل وارد می‌شود.

شکل (٤) نمودار تغییرات بازده انتقال سرعت را برحسب ضریب کشش ورودی، به ازای استفاده از مدل تماس و مدل ارایه شده در مرجع [13] نشان می‌دهد.

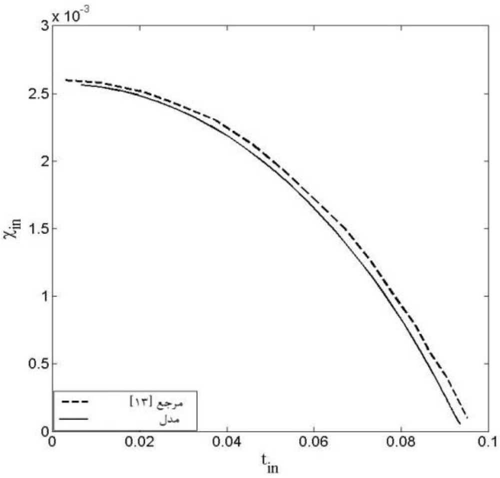
جدول ۱ ورودی‌های برنامه مدل‌سازی برای مقایسه با مرجع [13]

r_0	۰/۰٤m	η_0	۳/۲۵×۱۰$^{-۳}$Pa.s
r_{22}	۰/۰۳۲m	Z_1	۰/۸۵
θ	$\frac{\pi}{3}$	ζ	۱/۷۱×۱۰$^{-۸}$Pa^{-1}
k	۰/٦۲۵	c_p	۱/۹٦×۱۰^{۸} Pa
S_{rlD}	۱	η_∞	٦/۳۱×۱۰$^{-۵}$Pa.s
F_N	۱٤KN	T	۹۹°C
ω_1	۲۰۰۰rpm	E	۲۱۰GPa
υ	۰/۲۹۲	m	٤
n	٤	T_{in}	۲۰۰N.m



شکل ٤ مقایسه نمودار بازده انتقال سرعت برحسب ضریب کشش ورودی بین برنامه مدل‌سازی تماس و مرجع [13]

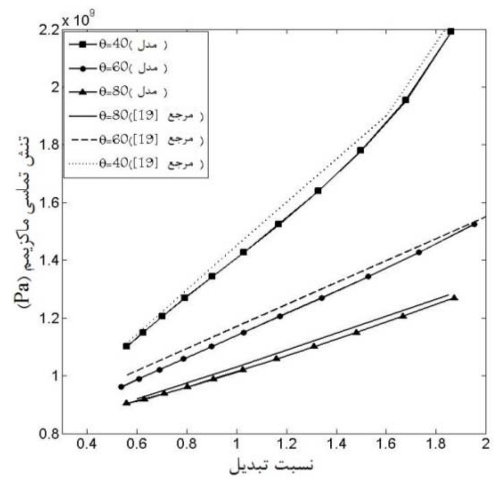
شکل (۵) نیز نمودار ضریب گشتاور اسپین ورودی را برحسب ضریب کشش ورودی، به ازای استفاده از مدل تماس و مدل ارایه شده در مرجع [13] نشان می‌دهد.



شکل ٥ مقایسه نمودار ضریب گشتاور اسپین ورودی برحسب ضریب کشش ورودی بین برنامه مدل‌سازی تماس و مرجع [13]

در مرجع [19] اثر تغییر نسبت تبدیل روی تنش ماکزیمم هرتزین ارایه شده است. ورودی‌های نمودار مطابق مقادیر ارایه شده در جدول (۱) است. با این تفاوت که $m = n = 2$.

با تطبیق ورودی‌های برنامه مدل‌سازی تماس، با ورودی‌های مرجع [19]، نمودار تنش ماکزیمم هرتزین برحسب نسبت تبدیل (به ازای زوایای نیم‌مخروط مختلف) به دست می‌آید (شکل٦).



شکل ٦ مقایسه نمودار تنش ماکزیمم هرتزین برحسب نسبت تبدیل (به ازای زوایای نیم‌مخروط مختلف) بین برنامه مدل‌سازی تماس و مرجع [19]

الگوریتم ژنتیک

الگوریتم ژنتیک، در سال‌های ۷۰-۱۹٦۰ توسط هالند (Holland) در ایالات متحده معرفی شد. این روش در حل بسیاری از مسایل بهینه‌سازی که روش‌های مرسوم قادر به حل آن نیستند، تواناست [20].

برای استفاده از GA، هر راه حل مسأله باید به صورت یک کروموزوم تعریف شود. این روش، یک جمعیت از کروموزوم‌ها (راه‌حل‌ها) ایجاد می‌کند و با اعمال فرآیندهای انتخاب طبیعی (Natural Selection)، انتخاب جفت (Pairing) و ترکیب (Mating)، کروموزوم‌های مناسب‌تری تولید می‌کند. هم‌چنین برای جلوگیری از افتادن در دام اکسترمم‌های محلی و هم‌گرایی سریع، از فرآیند جهش (Mutation) و بازترکیب (Recombination) استفاده می‌کند. باید توجه داشت که برای هر کروموزوم یک تابع تناسب (Fitness Function) تعیین می‌شود و به وسیله این تابع، کروموزوم‌ها درجه‌بندی می‌شوند. در صورتی که تعداد پارامترهای ورودی برنامه بهینه‌سازی، کم باشد می‌توان از GA باینری استفاده کرد.

مراحل اجرای الگوریتم ژنتیک. در این فرایند بهینه‌سازی، برای هر پارامتر بهینه‌سازی ۱۲ بیت اختصاص داده می‌شود. جمعیت اولیه (Initial Population) برابر ١٦ در نظر گرفته شده و تعداد ۸ کروموزوم که برتر از بقیه هستند، انتخاب می‌شوند. انتخاب جفت برای ترکیب نیز از روش وزن‌دهی براساس مرتبه کروموزوم (Rank Weighting) انجام می‌شود.

در فرآیند ترکیب کروموزوم‌ها از یک نقطه قطع (Crossover Point) استفاده شده است. هم‌چنین از ترکیب هر جفت کروموزوم، ۲ کروموزوم تولید می‌شود. به این ترتیب جمعیت کروموزوم‌ها در هر نسل ثابت می‌ماند. برای انجام جهش، ضریب جهش مقادیر مختلفی در نظر گرفته می‌شود. باید توجه داشت

که حین جهش، بهترین کروموزوم دستخوش تغییر نمی‌شود.

برای تست همگرایی، همگرایی بهترین جواب بررسی می‌شود. برای تعیین همگرایی جواب، برای بهترین جواب حد پایین قرار نمی‌دهیم؛ بلکه رسیدن به جواب، مشروط به ۱۰۰ بار اجرای حلقه است.

برای رسیدن به جواب مطلوب، ۱۰۰ بار الگوریتم GA با مقادیر آغازین متفاوت اجرا می‌شود و بهترین جواب انتخاب می‌شود.

بهینه‌سازی هندسی به کمک الگوریتم ژنتیک. تابع تبدیل سیستم برای بهینه‌سازی، همان مدل MATLAB ارایه شده برای مدل‌سازی تماس بین دیسک و غلتک است. جدول (۲) ساختار یک کروموزوم مسأله را نشان می‌دهد.

جدول ۲ ساختار یک کروموزوم مسأله

r_0	$\frac{r_{22}}{r_0}$	$k=\frac{e}{r_0}$	θ

برای بهینه‌سازی، متغیرهای فرآیند بهینه سازی هندسی از جدول (۳) استفاده می‌شوند. مقادیر تعدادی از پارامترها که با مقادیر آن‌ها در جدول (۱) متفاوت است، در جدول (٤) ارایه شده است. مقادیر بقیه پارامترهای ورودی الگوریتم بهینه‌سازی، همان مقادیر جدول (۱) است.

قیدهای روی خروجی در جدول (۵) ارایه شده‌اند. برای برآوردن این قیود، در الگوریتم بهینه‌سازی تابع جریمه استفاده شده است. این قیود باتوجه به محدود بودن میزان مقاومت سطوح تماس دیسک و غلتک و هم‌چنین محدودیت ظرفیت انتقال گشتاور توسط روغن و با توجه به مراجع [13,16,18] به دست آمده است. چون هدف از الگوریتم‌های ارایه شده کمینه کردن تابع تناسب است، در صورت خروج از این حدود به ازای یک سری ورودی، تابع تناسب به عنوان جریمه، مقدار بی‌نهایت به خود می‌گیرد.

جدول ۳ حدود متغیرهای ورودی برای انجام بهینه سازی

r_0(mm)	[۲۰–۸۰]
$\frac{r_{22}}{r_0}$	[۰/۳–۰/۹]
k	[۰/۵–۰/۹]
θ(deg)	[۵۰–۸۰]

جدول ٤ مقادیر پارامترهای ورودی الگوریتم بهینه سازی

m, n	۲	Sp_{in}, Sp_{out}	۰/۰۵

جدول ۵ قیود موجود در فرآیند بهینه سازی

P_{max}(GPa)	<۲
σ_{eq}(GPa)	<۲
μ_{in}, μ_{out}	<۰/۰۹۵

با توجه به این‌که هدف افزایش بازده و کاهش وزن مجموعه است، تابع تناسب مطابق رابطه (۲۲) در نظر گرفته شده‌است.

$$F=w_\eta\frac{0.934}{\eta}+\frac{W}{W_n} \qquad (۲۲)$$

در این رابطه η بازده انتقال توان است که از رابطه (۱۵) به دست می‌آید. W وزن مجموعه دیسک ورودی، دیسک خروجی و غلتک است. W_n نیز وزن مبنا است که مقدار آن و مقدار پارامترهای هندسی برای دست‌یابی به این وزن، در جدول (٦) ارایه شده است.

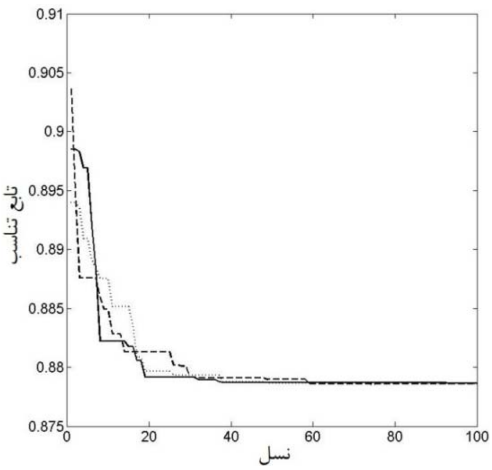
در رابطه (۲۲) مقدار ۰/۹۳٤ همان مقدار بازده انتقال توان به ازای پارامترهای هندسی ارایه شده در جدول (٦) است که این مقدار، بازده مبنا نامیده می‌شود.

جدول ٦ مقدار وزن مبنا و پارامترهای هندسی تولید کننده این مقدار وزن

r_0(mm)	r_{22}(mm)	k	θ(deg)	W_n(N)
٦٦/٧	٦۰/۰	۰/۵۷	۸۰/۰	۱۹٤

چـون در فراینـد بهینـه‌سـازی مقـدار نهـایی تـابع تناسب مد نظر نیست و تمرکز روی مقـدار بـه دسـت آمده برای وزن و بازده انتقال توان است، یـک ضـریب وزنی (w_η) برای عبارت نرمـال شـده بـازده در نظـر گرفته شـده اسـت. ضـریب عبـارت وزن، ۱ قـرار داده می‌شود. ضریب وزنی w_η اهمیت بازده انتقـال تـوان را نسبت به وزن سیستم تعیین می‌کند.

فرآینـد بهینـه‌سـازی بـه کمـک روش GA انجـام می‌شود. شـکل (۷) تغییـرات تـابع تناسـب را بـه ازای ضریب وزنی ۰/۸ و مقادیر اولیه متفاوت نشان می‌دهد.



شکل ۷ تغییرات تابع تناسب طی فرایند بهینه‌سازی به کمک الگوریتم ژنتیک و به ازای مقادیر اولیه متفاوت

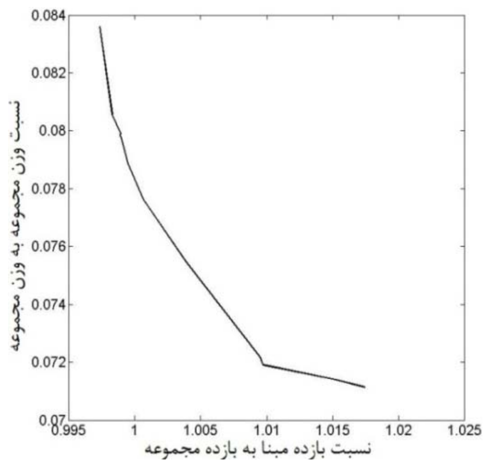
همان‌طور که مشاهده می‌شود، تـابع تناسـب طـی ۱۰۰ نسل به مقدار مشخصی همگرا می‌شود. این مقدار بـه ازای مقـادیر اولیـه متفـاوت بـرای پارامترهـای بهینه‌سازی، مقدار یکسانی است. در نتیجـه، الگـوریتم بهینه‌سازی مورد اسـتفاده از دقـت مناسـبی برخـوردار است.

به ازای ضرایب وزنی مختلـف، مقـادیر هندسـی، وزن و بازده انتقال توان مختلفی به دست می‌آید که این مقادیر در جدول (۷) ارایه شده است.

جدول ۷ مقادیر بهینه هندسی، حجم و بازده انتقال توان به ازای ضرایب وزنی مختلف

w_η	r_0(mm)	$\frac{r_{22}}{r_0}$	k	θ(deg)	η	W(N)
۰/۸	۳۰/۵	۰/۹	۰/۵	۷۵/۶۵	٪۹۳/۵٤	۱۵/٤۸
۰/٦	۳۰/۲	۰/۹	۰/۵	۷٦/۹	٪۹۳/۳٤	۱۵
۰/٤	۲۹/٤	۰/۹	۰/۵	۸۰/۰	٪۹۲/۵۷	۱۳/۹٦
۰/۲	۲۹/۳۹	۰/۹	۰/۵	۸۰/۰	٪۹۲/۵	۱۳/۹۵

از جدول (۷) مشاهده می‌شود که با کاهش ضریب وزنی، مقدار وزن و بازده کاهش می‌یابد. در شـکل (۸) نمودار تغییرات مقادیر بهینه وزن نرمال شـده برحسـب نسبت بازده مبنا بـه بـازده مجموعـه بـه ازای ضـرایب وزنی مختلف نشان داده شده است.



شکل ۸ نمودار تغییرات مقادیر بهینه وزن نرمال شده برحسب نسبت بازده مبنا به بازده مجموعه به ازای ضرایب وزنی مختلف

مقادیر هندسی ارایه شده در جدول (۸) به عنـوان مقادیر هندسی بهینه انتخاب می‌شـوند. در ادامـه تـأثیر پارامترهای دمای روغن EHL، زاویه چرخش غلتـک و سرعت دورانی دیسک ورودی روی بازده انتقـال تـوان به ازای این پارامترهای هندسی بررسی می‌شود.

جدول ۸ مقادیر بهینه هندسی

r_0(mm)	r_{22}(mm)	k	θ(deg)
۳۰	۲۷	۰/۹	۷۵

مقادیر ارایه شده در جدول (۹) برای دمای روغن EHL، زاویه چرخش غلتک و سرعت دورانی دیسک مقادیر نرمال ورودی نامیده می‌شود.

جدول ۹ مقادیر نرمال ورودی

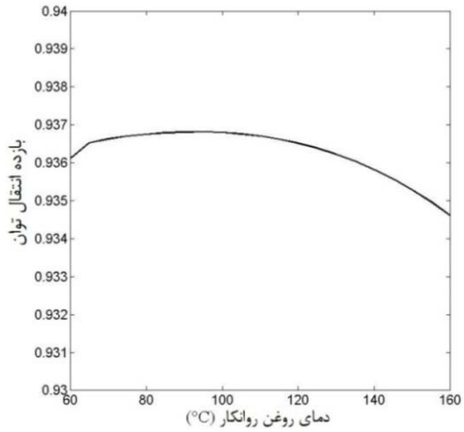
T(°C)	γ(deg)	ω_1(rpm)
۱۰۰	۰	۲۰۰۰

بررسی تغییرات بازده انتقال توان به ازای هندسه بهینه

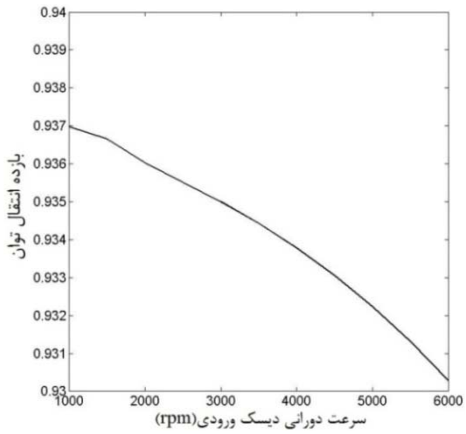
باتوجه به روابط (۱۵-۱۳)، و هم‌چنین مدل ارایه شده در بخش مدل‌سازی تماس، بازده انتقال توان سیستم انتقال قدرت نصف چنبره‌ای تابعی از دمای روغن، سرعت دورانی دیسک ورودی و زاویه دوران غلتک است. برای بررسی تأثیر هرکدام از این پارامترها روی بازده انتقال توان به ازای هندسه بهینه، دو ورودی دیگر، ثابت و برابر مقدار نرمال‌شان در نظر گرفته می‌شود. شکل (۹) نمودار بازده انتقال توان را به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب دمای روغن EHL نشان می‌دهد.

شکل (۱۰) نمودار بازده انتقال توان را به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب سرعت دورانی دیسک ورودی نشان می‌دهد.

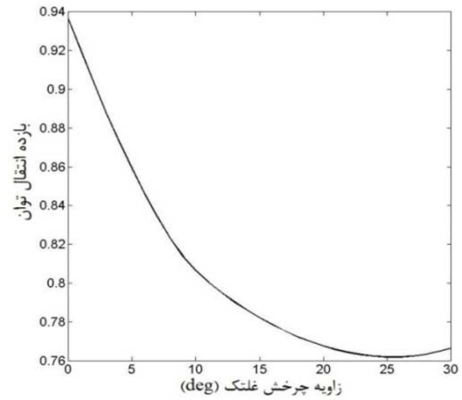
شکل (۱۱) نمودار بازده انتقال توان را به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب زاویه چرخش غلتک نشان می‌دهد.



شکل ۹ نمودار بازده انتقال توان به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب دمای روغن EHL



شکل ۱۰ نمودار بازده انتقال توان به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب سرعت دورانی دیسک ورودی



شکل ۱۱ نمودار بازده انتقال توان به ازای مقادیر بهینه هندسی و مقادیر نرمال ورودی برحسب زاویه چرخش غلتک

نتیجه‌گیری

در مطالعـات قبلـی روی سیسـتم انتقـال قـدرت CVT نصف چنبره‌ای، بررسی‌هایی روی بازده انتقال قدرت و تأثیر پارامترهای مختلف روی آن، انجام شده‌بـود؛ امـا فعالیتی در زمینه بهبود بازدهی و در عین حـال کـاهش وزن آن به کمک تغییر پارامترهای هندسی انجام نشـده بود. در این مقاله سعی بر این بود که این مطالعه انجـام شود. در مدل ارایه‌شده برای مـدل‌سـازی تمـاس بـین دیسک و غلتـک، تـأثیر دمـا روی متغیرهـای مـدل، از جمله تنش برشی حدی روی سـیال و ویسـکوزیته در نظر گرفته شده‌است. این روش نسبت بـه روش ارایـه شده در مرجع [13] دقیق‌تر اسـت. چـون در حقیقـت، این تنش به سرعت دیسک و غلتک بسـتگی دارد و در فرآیند بهینه‌سازی، در هر مرحلـه از تغییـر مشخصـات هندسی، مقـدار سـرعت نسـبی بـین دیسـک و غلتـک عوض می‌شود. با مقایسه خروجـی‌هـای ایـن مـدل بـا نمودارهای مراجع [13,19] طی شکل‌های (٦-٤) تطابق آن‌ها و درستی مدل تأیید شد. برای انجام بهینـه‌سـازی، از الگـوریتم ژنتیـک اسـتفاده شـد و درسـتی مـدل بهینه‌سازی به کمک بررسی همگرایی آن به ازای مقادیر اولیه متفاوت بررسی شد. در ادامه، با انجام بهینه‌سـازی این نتیجه به دست آمد که با تغییر ضریب وزنـی تـاثیر بازده انتقال توان در تابع تناسب، به ازای مقـادیر ثابـت گشتاور ورودی، دمای فـیلم روغـن، نسـبت تبـدیل و سرعت دورانـی دیسـک ورودی، پارامترهـای هندسـی بهینه تقریبا یکسان هستند. شکل (۸) نشان می‌دهد کـه با افـزایش بـازده انتقـال تـوان، وزن مجموعـه نـاگزیر افزایش می‌یابد. بررسی تاثیر دمای فیلم روغن، سرعت دورانی دیسک ورودی و زاویه چرخش غلتک به ازای هندسه بهینه ارایه شده در جدول (۸)، طی شـکل‌هـای (۱۱-۹) این نتیجه را ارایه می‌دهد که با کاهش سرعت دورانی دیسک ورودی و بـه ازای نسـبت تبـدیل‌هـای نزدیک ۱ بازده انتقال توان بیشتری بـه دسـت مـی‌آیـد. هم‌چنین بیشترین بازده انتقال تـوان در دمـای ۹۰-۱۰۰ درجه سلسیوس برای فـیلم روغـن اتفـاق مـی‌افتـد. از طرفی بین این عوامل، تابع بازده انتقال تـوان بیشـترین حساسیت را نسبت به زاویه دوران غلتک دارد.

البته در این مدل محدودیت‌ها و ساده‌سازی‌هـایی نیز انجام شده است. به این ترتیب که، هندسـه سیسـتم انتقال قدرت به صـورتی سـاده و شـامل دیسـک‌هـای ورودی و خروجی و غلتـک در نظـر گرفتـه شـده‌انـد. هم‌چنین تماس بین دیسک و غلتـک در حالـت پایـدار بررسی شده‌است. فرض شـده کـه ضـخامت و دمـای روغن در محل تمـاس دیسـک و غلتـک ثابـت باشـد. هم‌چنین تلفات موجود در یاتاقان غلتک در نظر گرفتـه نشده‌است. ضرایب لغزش نیز به صورت مقداری ثابت فرض شده‌اند که می‌توان در فعالیت‌های بعدی در ایـن زمینه، این فرضیات و ساده‌سازی‌ها را لحاظ نکرد.

مراجع

1. Brace, C., Deacon, M., Vaughan, N. D., Horrocks, R. W. and Burrows, C. R., "The Compromise in Reducing Exhaust Emissions and Fuel Consumption from a Diesel CVT Powertrain over Typical Usage Cycles", *Proc. CVT 99*, pp. 27–33, (1999).
2. Srivastava, N. and Haque, I., "Nonlinear dynamics of a friction-limited drive: Application to a chain continuously variable transmission (CVT) system", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 321, pp. 319-341, (2009).

3. Carbone, G. and Mangialardi, L., "Fuel Consumption of a Mid Class Vehicle with Infinitely Variable Transmission", *SAE International*, (2001).
4. Jacod, B., Venner, C. H. and Lugt, P. M., "A Generalized Traction Curve for EHL Contacts", *Journal of Tribology*, Vol. 123, pp. 248-253, (2001).
5. Sanda, S. and Hayakawa, K., "Traction Drive System and its Characteristics as Power Transmission", *R&D Review of Toyota CRDL*, Vol. 40, pp. 30–39, (2005).
6. Haruhito, M., Yamazaki, T., Kobayashi, K. and Hibi, T., "A study on the layout and ratio change characteristics of a dual-cavity half-toroidal CVT", *JSAE Review*, Vol. 22, pp. 299-303, (2001).
7. Carbone, G., Mangialardi, L., Bonsen, B., Tursi, C. and Veenhuizen, P.A., "CVT dynamics: Theory and experiments", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 44, pp. 409-428, (2007).
8. Imanishi, T., Machida, H. and Tanaka, H., "A Geometrical Study of Toroidal CVT-Comparison between Half Toroidal and Full Toroidal", *JSAE Review*, Vol. 17, pp. 447–450, (1996).
9. Machida, M. and Murakami, Y., "Development of the Half Toroidal CVT POWERTORS UNIT", *NSK Tech. J.*, Vol. 9, pp. 15-26, (2000).
10. Yamamoto, T., Matsuda, K. and Hibi, T., "Analysis of the efficiency of a half-toroidal CVT", *JSAE Review*, Vol. 22, pp. 565–570, (2001).
11. Birch, S., "Audi takes CVT from 15th century to 21st century", *Automotive Engineering International*, pp. 68–71, (2000).
12. Hooke, C. J., "The Elastohydrodynamic Lubrication of Heavily Loaded Contacts", ARCHIVE: *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 19, pp. 149–156, (1977).
13. Carbone, G., Mangialardi, L. and Mantriota, G., "A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 39, pp. 921–942, (2004).
14. Zhang, Y., Zhang, X. and Tobler, W., "A Systematic Model for the Analysis of Contact, Side Slip and Traction of Toroidal Drives", *Journal of Mechanical Design*, Vol. 122, pp. 523-528, (2000).
15. Tanaka, H., "Power transmission of a cone roller toroidal traction drive", *JSME International Journal*, Vol. 32, pp. 82–86, (1989).
16. Boresi, A. P., Schmidt, R. J. and Sidebottom, O. M., *"Advanced mechanics of materials",* Wiley New York, (1985).
17. Hamrock, B. J., "*Fundamentals of fluid film lubrication"*, McGraw-Hill Science, Engineering & Mathematics, (1994).
18. Newall, J. and Lee, A., "Measurement and prediction of spin losses in the EHL point contacts of the full toroidal variator", *Tribology and Interface Engineering Series*, Vol. 43, pp. 769–779, (2003).
19. Shi, N. A. and Huaying, W. L. I., "A parametric study on the contact stress of half toroidal continuously variable transmission", *Journal of Chongqing University-Eng*, Vol. 2, pp. 6-11, (2003).

20. Hooshyar, B., Tahmani, A. and Shenasa, M., "A Genetic Algorithm to Time-Cost Trade off in project scheduling", *IEEE Congress on Evolutionary Computation*, Hong Kong Convention and Exhibition Center, pp. 3081–3086, (2008).
21. Imanishi, T. and Machida, H., "Development of POWERTOROS UNIT Half Toroidal CVT2 Comparison Study of Half Toroidal and Full Toroidal CVTs", *NSK Tech J.*, Vol. 10, pp. 1–8, (2001).